

УДК 621.165 : 539.4

В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук, Т.Н. ПУГАЧЕВА

*Украинская инженерно-педагогическая академия,
кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ РОТОРА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-200-130 ЛМЗ

Розглянуті питання, пов'язані з дослідом напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Проведений розрахунковий аналіз характеристик статичної, тривалої і циклічної міцності. Визначена сумарна довговічність (час до зародження тріщини плюс час підростання тріщини до критичного стану) ротора середнього тиску.

The issues has been treated connected of research of the tensely-deformed state of rotor of middle pressure of turbine of K-200-130. The calculation analysis of descriptions of static, protracted and cyclic durability is conducted. Total longevity (time to the origin of crack plus time of growing up of crack to the critical condition) of rotor of middle pressure is certain.

Введение

Наработка ряда турбин типа К-200-130, установленных на электростанциях Украины, приблизилась к парковому ресурсу, составляющему 220 тысяч часов (после двухкратного продления). В условиях резкого возрастания стоимости модернизации, особенно изготовления нового турбинного оборудования, и с учетом того, что ряд турбин этого типа находится во вполне удовлетворительном состоянии (хотя отдельные турбины этого же типа изношены в гораздо большей степени), весьма актуальной стала проблема уточненного расчетного анализа для возможности (по условиям прочности и долговечности) дальнейшего продления индивидуального ресурса турбин этого типа в зависимости от фактического состояния металла, динамики повреждаемости.

Роторы паровых турбин являются ответственными элементами, определяющими, по существу, ресурс паровой турбины. Условия их эксплуатации – высокий уровень температур и напряжений, обуславливают характер протекания процессов ползучести и малоциклового усталости. Кроме того, в них происходят и необратимые изменения свойств материала.

Прогнозирование фактического ресурса роторов паровых турбин в настоящее время является одной из основных задач диагностики роторов с большой наработкой и в связи со сложными условиями их нагружения. Сложность оценки эксплуатационной надежности цельнокотлованных роторов связана с наличием в них нескольких высоконагруженных зон, в которых повреждаемость накапливается по различным механизмам.

Долговечность и прочность ротора зависят от его теплового состояния и нагруженности. Если для элементов корпусов турбин может быть непосредственно проведено измерение поля температур, то для роторов такой путь затруднителен, и поэтому расчетное исследование является основной информацией для оценки ресурса их работы.

Анализ практических данных длительной эксплуатации роторов и исследование их термонапряженного состояния позволили выявить зоны с наибольшей вероятностью образования эксплуатационных трещин. К этим зонам, прежде всего, относятся:

- зона осевого канала под высокотемпературными ступенями (высокий уровень эксплуатационных напряжений от действия центробежных сил в сочетании с высокой температурой металла. Основной механизм накопления повреждений – ползучесть, при работе турбины в маневренном режимах дополнительно – малоцикловая усталость);

- тепловые канавки и радиусные переходы, являющиеся концентраторами напряжений на наружной поверхности в области концевых, диафрагменных и промежуточных уплотнений в зонах повышенных температур металла (повышенные термические напряжения при переходных режимах работы турбины; механизм накопления повреждений – малоцикловая усталость);

- ободья дисков высокотемпературных ступеней в местах крепления лопаток (высокий уровень статических напряжений от центробежных сил и парового потока, действующего на лопатки, в сочетании с высокой концентрацией напряжений. Основной механизм накопления повреждений – ползучесть, дополнительные механизмы – мало- и многоцикловая усталость);

- галтели дисков высокотемпературных ступеней (механизм повреждений – сочетание ползучести и малоциклового усталости).

В настоящей статье приведен анализ результатов расчетного исследования напряженно – деформированного состояния (НДС) ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ.

Расчетная модель

Для расчета НДС выделена часть ротора между участком, примыкающем к шейке переднего подшипника, и диском 19-ой ступени. Выделенный участок рассматривается как тело вращения сложной меридиональной формы, подверженное действию центробежных сил, радиальной поверхностной нагрузки на периферии дисков от центробежных сил лопаток и неравномерных температурных полей, изменяющихся по радиусу и в осевом направлении. Соответствующие этой модели осесимметричные задачи теории упругости, пластичности при установившейся ползучести решаются численно методом конечных элементов (МКЭ). Используются четырехугольные конечные элементы. В зоне концентраторов напряжений сетка конечных элементов сгущается.

Оценка влияния ползучести на уровень напряжений выполнена на основе теории старения (Ю.Н. Работнова), которая позволяет при наличии изохронных кривых ползучести применять уравнения деформационной теории пластичности. Влияние нелинейности материала осуществляется на основе теории малых упругопластических деформаций.

Исследовавшиеся режимы работы турбин

Для анализа статистической, длительной и циклической прочности роторов СД и накапливаемой в наиболее напряженных зонах поврежденности рассмотрены следующие режимы работы турбины:

- 1) стационарный режим при номинальной нагрузке 200 МВт (СР);
- 2) пуски из горячего состояния после ночного простоя в течение 8–10 часов (ПГС);
- 3) пуски из неостывшего состояния после суточного (30–40 ч) останова (ПНС);

4) пуски из холодного состояния (ПХС).

Расчеты нестационарных температурных полей ротора СД при пусках из горячего, неостывшего и холодного состояний выполнены в соответствии с типовыми графиками пусков. Их особенность состояла в том, что рассматривались режимы с начальной температурой пара 540–550 °С (при этом не учитывалось влияние охлаждения пара в трубопроводах подвода острого и перегретого пара в начальные моменты пусков).

Исходя из анализа радиальных и осевых градиентов температур, подробный расчет НДС выполнен для следующих трех тепловых канавок: ближайшей к переднему уступу думмиса; ближайшей к диску 13-№ ступени со стороны думмиса; между дисками 13-№ и 14-№ ступеней (зоны *I*, *II*, *III* на рис.). Подробно изучалось НДС в зонах передней и задней придисковых галтелей диска 13-й ступени (зоны *IV*, *V* на рис.).

Анализировались пуски из горячего и неостывшего состояний с учетом и без учета предварительного прогрева ротора в зоне переднего концевого уплотнения.

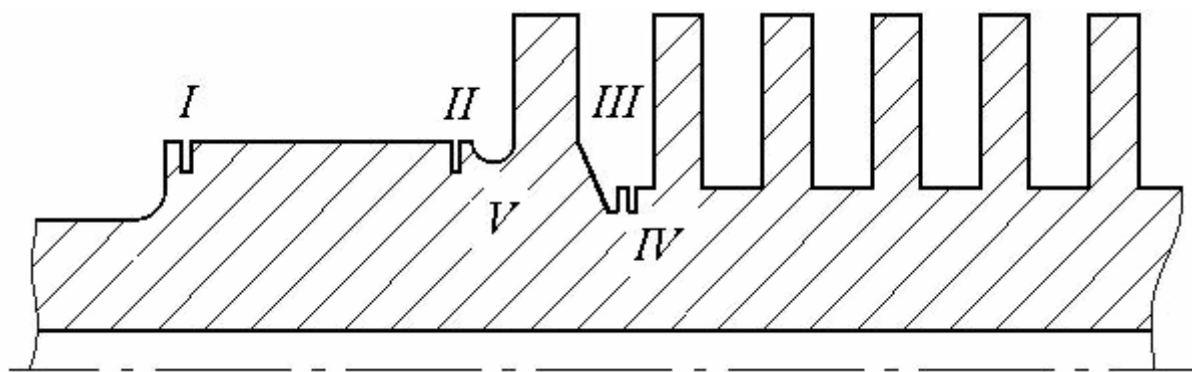


Рис. Эскиз расчетного участка ротора

Анализ результатов расчета

Наиболее напряженными и определяющими прочность и долговечность ротора СД являются следующие его зоны: зона тепловой канавки переднего уплотнения, ближайшая к диску первой ступени (зона *II* на рис.), и зона придисковой галтели (зона *III* на рис.).

Максимальные значения осевых σ_z , окружных σ_θ напряжений и интенсивностей напряжений σ_i приведены в таблице 1.

Показано, что предварительный прогрев ротора СД в зоне переднего концевого уплотнения (ПКУ) позволяет значительно снизить величину максимальных напряжений в зоне канавок ПКУ, но, слабо влияет на напряжения в зоне придисковой галтели диска 13-й ступени со стороны паровыххода.

В результате расчетов определены число циклов до появления трещин малоцикловой усталости — N_p , допустимое число циклов — $[N]$ и удельная поврежденность от циклического нагружения каждого типа — $1/[N]$. Накопленная циклическая поврежденность в роторе СД за срок службы 35 лет и время до зарождения трещин в опасных зонах приведены в таблице 2.

Кроме оценок циклической прочности, позволяющих приблизительно определить время до появления трещин малоцикловой усталости в наиболее напряженных зонах, для ротора СД выполнены оценки скорости и времени докритического роста трещин. Такие оценки позволяют получить более полное представление о действительной долговечности ротора и сделать обоснованное заключение о его живучести.

Таблица 1. Максимальные условные упругие напряжения в опасных сечениях ротора среднего давления при пусках из различных тепловых состояний

Условная работа переднего уплотнения	Величина	Переднее уплотнение				Придисксовая галтель	
		Пуск из ГС		Пуск из НС		Пуск из ГС	Пуск из НС
		Номинальные	Местные	Номинальные	Местные	Местные	
С предварительным прогревом	σ_z , МПа	-76,3	-450	-77,3	-449	-400	-630
	σ_θ , МПа	-86,5	-210	-81,5	-201	-175	-290
	σ_r , МПа	89,5	370	86,7	—	355	552
Без предварительного прогрева	σ_z , МПа	-158	-910	-180	-1050	-510	-758
	σ_θ , МПа	-217	-465	-273	-560	-220	-340
	σ_r , МПа	211	748	259	865	455	675

Таблица 2. Результаты расчетов допустимого числа циклов и времени до появления трещин

	Циклическая поврежденность, %	Время до зарождения трещин в годах ²⁾
Осевой канал	57,3 / 1 ¹⁾	61 / 350 ¹⁾
Придисксовая галтель диска 13-ой ступени со стороны паровыхода	223,8 / 143,6	16 / 24
Тепловая канавка ПКУ (3-я от диска 13 ступени)	424,7 / 41,8	8 / 84
Тепловая канавка 13 и 14 ступеней	1 / 1	350 / 350

1) В числителе – без предварительного прогрева, в знаменателе – с прогревом.

2) Приведено время до зарождения трещины от малоциклового усталости, поврежденность от ползучести не учитывалась.

Время живучести ротора с трещинами не включено в ресурс и оценивается только для оптимального выбора временных промежутков между контрольными осмотрами и ремонтами (также с введением запасов по времени живучести).

Имевшие место случаи разрушений роторов в процессе эксплуатации, сопровождавшихся разрушением турбоагрегата в целом, подтверждают необходимость проявления высокой степени осторожности при вводе понятия о предельном состоянии для роторов.

Дополнительным обоснованием такой осторожности является то обстоятельство, что ввиду недостаточной надежности диагностирования трещин и других дефектов методами неразрушающего контроля и невозможности отбора представительных образцов металла ротора, получаемые в процессе штатного контроля сведения об изменении служебных характеристик материала в процессе длительной эксплуатации (включая изменение характеристик сопротивления хрупкому разрушению), не могут быть достаточно точными.

Расчетное время подрастания трещины на расточке до критического состояния под действием циклических нагрузок и ползучести составляет 34 года, а время подрастания трещины на поверхности задней придисксовой галтели 13-й ступени до критического состояния под действием только циклических нагрузок – 47 лет.

Следует отметить, что трещина в задней галтели диска 13-й ступени находится под действием напряжений сжатия.

Таким образом, суммарная долговечность (время до зарождения трещины плюс время подрастания трещины до критического состояния) ротора СД по напряжениям на расточке в придисковых галтелях при пусках турбины с предварительным прогревом ПКУ значительно превышает срок службы турбины 35 лет. Это при условии, что фактические режимы не будут значительно отличаться от рассмотренных в худшую сторону (по частоте пусков – остановов, продолжительности работы на стационарном режиме, начальной температуре пара и фактическому выполнению требований пусковых инструкций).

При пуске турбины без предварительного прогрева время до зарождения усталостной трещины в придисковой галтели сокращается с 24 до 16 лет, а в тепловой канавке ПКУ – с 22 до 8 лет.

Запас живучести с поверхностными трещинами, растущими со стороны поверхности осевого канала в зоне диска 13-й ступени с поверхности задней галтели диска 13-й ступени, превышает продолжительность межремонтного периода.

В действительности запас живучести может быть ниже. Так как с одной стороны, подавляющее число турбин рассмотренных типов работает со средним числом пусков ниже принятого в расчетах. С другой стороны, часть турбин К-200-130 первых выпусков в первый период эксплуатации работала при начальной температуре пара 560...565 °С (затем эта температура была снижена до 540 °С). Кроме того, в первые периоды эксплуатации до проведения работ по исследованию и совершенствованию пусковых схем, режимов и соответствующих инструкций при фактическом проведении пусков могли возникнуть температурные разности и напряжения, превышающие те, которые рассматривались в расчетах. Следовательно, некоторые турбины могли накопить большую поврежденность, чем получено в расчетах.

Выводы

Выполненные расчетные исследования НДС ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ и расчетные оценки их циклической прочности показывают, что зоной максимальных напряжений являются: тепловые канавки ПКУ и придисковая галтель диска 13 ступени РСД со стороны паровыххода.

Минимальное время до зарождения трещин в переднем концевом уплотнении ротора среднего давления (как наиболее напряженной зоны) при наработке более 200 тысяч часов составляет 8 лет. При использовании предварительного прогрева переднего концевое уплотнения ротора среднего давления перед пуском из горячего и неостывшего состояния это время увеличится до 18 лет.

Литература

1. Резинских В.Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В.Ф. Резинских, В.И. Гландштейн, Г.Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
2. Израилев Ю.Л., Дьяков А.Ф. Живучесть стареющих тепловых электростанций. – М.: НЦ ЭНАС, 2000.
3. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966.

© Сухинин В.П., Пугачева Т.Н., 2008